

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-125999

(43) 公開日 平成9年(1997)5月13日

(51) Int.Cl. <sup>8</sup>	識別記号	序内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 D 29/02	3 1 1		F 0 2 D 29/02	3 1 1 A
B 6 0 K 41/00			B 6 0 K 41/00	

審査請求 未請求 請求項の数 2 F D (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願平7-306858

(22) 出願日 平成7年(1995)10月31日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(71) 出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72) 発明者 稲垣 匠二

愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車

株式会社内

(72) 発明者 澤田 護

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地日本電装

株式会社内

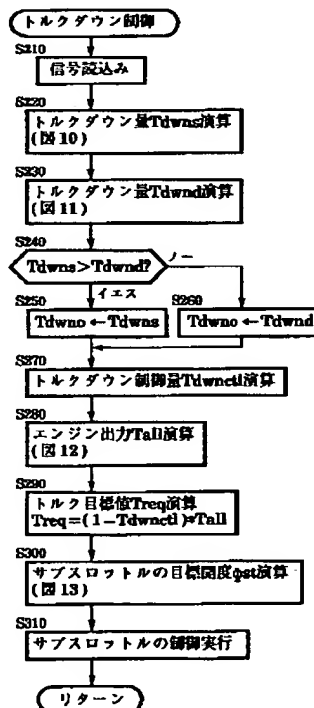
(74) 代理人 弁理士 明石 昌毅

(54) 【発明の名称】 車輛の挙動制御装置

(57) 【要約】

【課題】 挙動制御が終了しエンジンの出力が復帰される際に運転者が減退感を覚えたり車輛の挙動が不安定になることを防止する。

【解決手段】 車輛の旋回限界状態が検出されたときにはエンジン出力を低減するトルクダウン制御を行う(ステップ220~310)挙動制御装置。車輛の実質的に水平方向の加速度 $G_{xy}$ を検出し(ステップ420)、加速度をそれが増大するときには小さい時定数にてフィルタ処理し減少するときには大きい時定数にてフィルタ処理して路面の推定摩擦係数 $\mu g$ を求め(ステップ430~460)、推定摩擦係数 $\mu g$ と加速度 $G_{xy}$ との偏差を余裕度 $G_{mgn}$ として求め(ステップ470)、トルクダウン制御終了時のエンジン出力復帰時に余裕度が大きいほどエンジン出力の増加勾配を大きくする(ステップ480、270)。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 車輛が旋回限界状態になるとエンジン出力を低減して車輛挙動の安定化を図るトルクダウン制御を行う車輛の挙動制御装置に於いて、トルクダウン制御終了時のエンジン出力復帰時に実質的に水平方向に車輛に加わる力の路面の摩擦係数に対する余裕度を求め、前記余裕度に応じてエンジン出力を制御するよう構成されていることを特徴とする車輛の挙動制御装置。

【請求項2】 車輛の旋回限界状態を検出する手段と、車輛の旋回限界状態が検出されたときにはエンジン出力を低減するトルクダウン制御を行うエンジン出力制御手段とを有する車輛の挙動制御装置に於いて、前記エンジン出力制御手段は車輛の実質的に水平方向の加速度を検出する手段と、前記加速度をそれが増大するときには小さい時定数にてフィルタ処理し減少するときには大きい時定数にてフィルタ処理して路面の推定摩擦係数を求める手段と、前記推定摩擦係数と検出された加速度との偏差を余裕度として求める手段と、トルクダウン制御終了時のエンジン出力復帰時に前記余裕度が大きいほどエンジン出力の増加勾配を大きくする手段とを有していることを特徴とする車輛の挙動制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、自動車等の車輛の旋回時に於けるスピンやドリフトアウトの如き好ましくない挙動を抑制し低減する挙動制御装置に係り、特にエンジン出力を低減することにより車輛の挙動を安定化させる挙動制御装置に係る。

## 【0002】

【従来の技術】 自動車等の車輛の旋回時に於ける挙動を制御する挙動制御装置の一つとして、例えば特開昭62-253559号公報に記載されている如く、路面とタイヤとの間の $\mu$ -S特性が非線形領域になると、車輛の旋回限界であると判定してエンジンの出力を低下し若しくは制動力を付与することにより、車速を低減して車輛の旋回挙動を安定化させる装置が従来より知られている。

【0003】 かかる挙動制御装置によれば、車輛が旋回限界状態になると自動的に車速が低減されることにより、スピンやドリフトアウトの如き好ましくない挙動が抑制されるので、かかる制動力やエンジン出力の制御が行われない場合に比して車輛の旋回挙動を安定化させることができる。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】 上述の挙動制御装置に於いては、車輛の旋回挙動が安定化され路面とタイヤとの間の $\mu$ -S特性が線形領域に戻ると、エンジンの出力がアクセルペダルの踏み込み量に対応する出力に復帰される。しかしこの復帰時に於けるエンジン出力の増加の程度、換言すれば駆動力の増加の程度が適切に制御され

なければ、特に路面の摩擦係数が高い場合には運転者が減退感を覚え、路面の摩擦係数が低い場合には車輛の挙動が不安定になる虞れがある。

【0005】 本発明は、従来の挙動制御装置に於ける上述の如き問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、車輛の旋回挙動が安定になりエンジンの出力がアクセルペダルの踏み込み量に対応する出力に復帰される際に於けるエンジン出力の増加の程度を適切に制御することにより、運転者が減退感を覚えたり車輛の挙動が不安定になることを防止することである。

## 【0006】

【課題を解決するための手段】 上述の主要な課題は、本発明によれば、車輛が旋回限界状態になるとエンジン出力を低減して車輛挙動の安定化を図るトルクダウン制御を行う車輛の挙動制御装置に於いて、トルクダウン制御終了時のエンジン出力復帰時に実質的に水平方向に車輛に加わる力の路面の摩擦係数に対する余裕度を求め、前記余裕度に応じてエンジン出力を制御するよう構成されていることを特徴とする車輛の挙動制御装置（請求項1の構成）、又は車輛の旋回限界状態を検出する手段と、車輛の旋回限界状態が検出されたときにはエンジン出力を低減するトルクダウン制御を行うエンジン出力制御手段とを有する車輛の挙動制御装置に於いて、前記エンジン出力制御手段は車輛の実質的に水平方向の加速度を検出する手段と、前記加速度をそれが増大するときには小さい時定数にてフィルタ処理し減少するときには大きい時定数にてフィルタ処理して路面の推定摩擦係数を求める手段と、前記推定摩擦係数と検出された加速度との偏差を余裕度として求める手段と、トルクダウン制御終了時のエンジン出力復帰時に前記余裕度が大きいほどエンジン出力の増加勾配を大きくする手段とを有していることを特徴とする車輛の挙動制御装置（請求項2の構成）によって達成される。

【0007】 上述の請求項1の構成によれば、トルクダウン制御終了時のエンジン出力復帰時には実質的に水平方向に車輛に加わる力の路面の摩擦係数に対する余裕度が求められ、その余裕度に応じてエンジン出力が制御されるので、路面の摩擦係数が高く余裕度が高い場合にはエンジン出力が高く制御されることにより運転者が減退感を覚えることが防止され、また路面の摩擦係数が低く余裕度が低い場合にはエンジン出力が過大にならないよう制御されることにより車輛の挙動が不安定になることが防止される。

【0008】 また請求項2の構成によれば、トルクダウン制御終了時のエンジン出力復帰時には余裕度が大きいほどエンジン出力の増加勾配が大きくなるよう制御されるので、上述の請求項1の構成の場合と同様、推定摩擦係数が高く余裕度が高い場合にはエンジン出力の増加勾配が高く制御されることにより運転者が減退感を覚えることが防止されると共に、推定摩擦係数が低く余裕度が

低い場合にはエンジン出力の増加勾配が過大にならないよう制御されることにより車輛の挙動が不安定になることが防止される。

【0009】特に請求項2の構成によれば、車輛の実質的に水平方向の加速度が検出され、加速度が増大するときには加速度が小さい時定数にてフィルタ処理され加速度が減少するときには加速度が大きい時定数にてフィルタ処理されることにより路面の推定摩擦係数が求められ、推定摩擦係数と検出された加速度との偏差が余裕度として求められるので、路面の推定摩擦係数が実際の路面の摩擦係数よりも低く演算され、これによりトルクダウン制御終了時のエンジン出力復帰時に於ける余裕度が不当に低く演算されエンジン出力が不当に低く制御されることが防止される。

【0010】

【課題解決手段の好ましい態様】本発明の課題解決手段の一つの好ましい態様によれば、請求項1又は2の構成に於て、車輛の旋回限界状態の程度に応じてトルクダウン制御量が演算され、トルクダウン制御終了時のエンジン出力復帰時にはトルクダウン制御量よりトルクアップ制御量が減算された値に基づきエンジン出力が制御され、トルクアップ制御量は余裕度が高いほど大きい値に設定されるよう構成される。

【0011】また本発明の課題解決手段の他の一つの好ましい対応によれば、請求項1又は2の構成に於いて、車輛のスピン状態を示すスピン状態量及び車輛のドリフトアウト状態を示すドリフトアウト状態量を求め、これらの状態量の大きさに基づき車輛の旋回限界状態を判定するよう構成される。

【0012】また本発明の課題解決手段の更に他の一つの好ましい対応によれば、請求項2の構成に於いて、加速度を検出する手段は車輛の前後加速度及び横加速度を検出し、前後加速度及び横加速度の二乗和平方根を車輛の実質的に水平方向の加速度として求めるよう構成される。

【0013】

【発明の実施の形態】以下に添付の図を参照しつつ、本発明を実施形態について詳細に説明する。

【0014】図1は本発明による挙動制御装置の一つの実施形態の油圧回路及び電気式制御装置を示す概略構成図である。

【0015】図1に於て、制動装置10は運転者によるブレーキペダル12の踏み込み操作にตอบสนองしてブレーキオイルを第一及び第二のポートより圧送するマスタシリンダ14と、マスタシリンダ内のオイル圧力に対応する圧力（レギュレータ圧）にブレーキオイルを増圧するハイドロブースタ16とを有している。マスタシリンダ14の第一のポートは前輪用のブレーキ油圧制御導管18により左右前輪用のブレーキ油圧制御装置20及び22に接続され、第二のポートは途中にプロポーションバル

ブ24を有する後輪用のブレーキ油圧制御導管26により左右後輪用の3ポート2位置切換え型の電磁式の制御弁28に接続されている。制御弁28は導管30により左後輪用のブレーキ油圧制御装置32及び右後輪用のブレーキ油圧制御装置34に接続されている。

【0016】また制動装置10はリザーバ36に貯容されたブレーキオイルを汲み上げ高圧のオイルとして高圧導管38へ供給するオイルポンプ40を有している。高圧導管38はハイドロブースタ16に接続されると共に切換弁44に接続されており、高圧導管38の途中にはオイルポンプ40より吐出される高圧のオイルをアキュムレータ圧として蓄圧するアキュムレータ46が接続されている。図示の如く切換弁44も3ポート2位置切換え型の電磁式の切換弁であり、四輪用のレギュレータ圧供給導管47によりハイドロブースタ16に接続されている。

【0017】左右前輪用のブレーキ油圧制御装置20及び22はそれぞれ対応する車輪に対する制動力を制御するホイールシリンダ48FL及び48FRと、3ポート2位置切換え型の電磁式の制御弁50FL及び50FRと、リザーバ36に接続されたリターン通路としての低圧導管52と切換弁44との間に接続された左右前輪用のレギュレータ圧供給導管53の途中に設けられた常開型の電磁式の開閉弁54FL及び54FR及び常閉型の電磁式の開閉弁56FL及び56FRとを有している。それぞれ開閉弁54FL、54FRと開閉弁56FL、56FRとの間の左右前輪用のレギュレータ圧供給導管53は接続導管58FL、58FRにより制御弁50FL、50FRに接続されている。

【0018】左右後輪用のブレーキ油圧制御装置32、34は制御弁28と低圧導管52との間にて導管30の途中に設けられた常開型の電磁式の開閉弁60RL、60RR及び常閉型の電磁式の開閉弁62RL、62RRと、それぞれ対応する車輪に対する制動力を制御するホイールシリンダ64RL、64RRとを有し、ホイールシリンダ64RL、64RRはそれぞれ接続導管66RL、66RRにより開閉弁60RL、60RRと開閉弁62RL、62RRとの間の導管30に接続されている。

【0019】制御弁50FL及び50FRはそれぞれ前輪用のブレーキ油圧制御導管18とホイールシリンダ48FL及び48FRとを連通接続し且つホイールシリンダ48FL及び48FRと接続導管58FL及び58FRとの連通を遮断する図示の第一の位置と、ブレーキ油圧制御導管18とホイールシリンダ48FL及び48FRとの連通を遮断し且つホイールシリンダ48FL及び48FRと接続導管58FL及び58FRとを連通接続する第二の位置とに切替わるようになっている。

【0020】切換弁44と左右後輪用制御弁28との間には左右後輪用のレギュレータ圧供給導管68が接続されており、制御弁28はそれぞれ後輪用のブレーキ油圧制御導管26と開閉弁60RL、60RRとを連通接続し且

つ開閉弁6 ORL、6 ORRとレギュレータ圧供給導管6 8との連通を遮断する図示の第一の位置と、ブレーキ油圧制御導管2 6と開閉弁6 ORL、6 ORRとの連通を遮断し且つ開閉弁6 ORL、6 ORRとレギュレータ圧供給導管6 8とを連通接続する第二の位置とに切替わるようになっている。

【0021】制御弁5 OFL、5 OFR、2 8はマスタシリンダ圧遮断弁として機能し、これらの制御弁が図示の第一の位置にあるときにはホイールシリンダ4 8FL、4 8FR、6 4RL、6 4RRが導管1 8、2 6と連通接続され、各ホイールシリンダへマスタシリンダ圧が供給されることにより、各輪の制動力が運転者によるブレーキペダル1 2の踏み込み量に応じて制御され、制御弁5 OFL、5 OFR、2 8が第二の位置にあるときには各ホイールシリンダはマスタシリンダ圧より遮断される。

【0022】また切換弁4 4はホイールシリンダ4 8FL、4 8FR、6 4RL、6 4RRへ供給される油圧をアキュムレータ圧とレギュレータ圧との間にて切換える機能を果し、制御弁5 OFL、5 OFR、2 8が第二の位置に切換えられ且つ開閉弁5 4FL、5 4FR、6 0RL、6 0RR及び開閉弁5 6FL、5 6FR、6 2RL、6 2RRが図示の位置にある状態にて切換弁4 4が図示の第一の位置に維持されるときには、ホイールシリンダ4 8FL、4 8FR、6 4RL、6 4RRへレギュレータ圧が供給されることにより各ホイールシリンダ内の圧力がレギュレータ圧にて制御され、これにより他の車輪の制動圧に拘わりなくその車輪の制動圧がブレーキペダル1 2の踏み込み量に対応するレギュレータ圧による増圧モードにて制御される。

【0023】尚各弁がレギュレータ圧による増圧モードに切換え設定されても、ホイールシリンダ内の圧力がレギュレータ圧よりも高いときには、ホイールシリンダ内のオイルが逆流し、制御モードが増圧モードであるにも拘らず実際の制動圧は低下する。

【0024】また制御弁5 OFL、5 OFR、2 8が第二の位置に切換えられ且つ開閉弁5 4FL、5 4FR、6 0RL、6 0RR及び開閉弁5 6FL、5 6FR、6 2RL、6 2RRが図示の位置にある状態にて切換弁4 4が第二の位置に切換えられ、ホイールシリンダ4 8FL、4 8FR、6 4RL、6 4RRへアキュムレータ圧が供給されることにより各ホイールシリンダ内の圧力がレギュレータ圧よりも高いアキュムレータ圧にて制御され、これによりブレーキペダル1 2の踏み込み量及び他の車輪の制動圧に拘わりなくその車輪の制動圧がアキュムレータ圧による増圧モードにて制御される。

【0025】更に制御弁5 OFL、5 OFR、2 8が第二の位置に切換えられた状態にて開閉弁5 4FL、5 4FR、6 0RL、6 0RRが第二の位置に切換えられ、開閉弁5 6FL、5 6FR、6 2RL、6 2RRが図示の状態に制御されると、切換弁4 4の位置に拘らず各ホイールシリンダ内の圧力が保持され、制御弁5 OFL、5 OFR、2 8が第二の

位置に切換えられた状態にて開閉弁5 4FL、5 4FR、6 0RL、6 0RR及び開閉弁5 6FL、5 6FR、6 2RL、6 2RRが第二の位置に切換えられると、切換弁4 4の位置に拘らず各ホイールシリンダ内の圧力が減圧され、これによりブレーキペダル1 2の踏み込み量及び他の車輪の制動圧に拘わりなくその車輪の制動圧が減圧モードにて制御される。

【0026】切換弁4 4、制御弁5 OFL、5 OFR、2 8、開閉弁5 4FL、5 4FR、6 0RL、6 0RR及び開閉弁5 6FL、5 6FR、6 2RL、6 2RR、は後に詳細に説明する如く電気式制御装置7 0により制御される。電気式制御装置7 0はマイクロコンピュータ7 2と駆動回路7 4とよりなっており、マイクロコンピュータ7 2は図1には詳細に示されていないが例えば中央処理ユニット(CPU)と、リードオンリメモリ(ROM)と、ランダムアクセスメモリ(RAM)と、入出力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のものであってよい。

【0027】マイクロコンピュータ7 2の入出力ポート装置には車速センサ7 6より車速Vを示す信号、実質的に車体の重心に設けられた横加速度センサ7 8より車体の横加速度Gyを示す信号、ヨーレートセンサ8 0より車体のヨーレート $\dot{\psi}$ を示す信号、操舵角センサ8 2より操舵角 $\delta$ を示す信号、実質的に車体の重心に設けられた前後加速度センサ8 4より車体の前後加速度Gxを示す信号、車輪速度センサ8 6FL~8 6RRよりそれぞれ左右前輪及び左右後輪の車輪速度(周速)Vwfl、Vwfr、Vwrl、Vwrrを示す信号が入力されるようになっている。尚横加速度センサ7 8及びヨーレートセンサ8 0等は車輛の左旋回方向を正として横加速度等を検出し、前後加速度センサ8 4は車輛の加速方向を正として前後加速度を検出するようになっている。

【0028】マイクロコンピュータ7 2のROMは後述の如く図2、図3の制御フロー及び図7~図9のマップを記憶しており、CPUは上述の種々のセンサにより検出されたパラメータに基づき後述の如く種々の演算を行い、車輛の旋回挙動を判定するためのスピン状態量SS及びドリフトアウト状態量DSを求め、これらの状態量に基づき車輛の旋回挙動を推定し、その推定結果に基づき各輪の制動力を制御して旋回挙動を制御すると共に、スピン状態量SS及びドリフトアウト状態量DSを示す信号をエンジン制御装置1 0 0へ出力するようになっている。

【0029】図6に示されている如く、エンジン制御装置1 0 0にはエンジン1 0 2の回転数センサ1 0 4よりエンジン回転数Neを示す信号が入力され、またスロットル開度センサ1 0 6よりメインスロットル1 0 8の開度 $\phi_m$ を示す信号が入力されるようになっている。メインスロットル1 0 8はアクセルペダル1 1 0の踏み込みにより駆動される。メインスロットル1 0 8の近傍には

10

20

30

40

50

サブスロットル112が設けられており、サブスロットル112はアクチュエータ114により駆動されるようになっている。

【0030】エンジン制御装置100は図4、図5の制御フロー及び図10～図14のマップによりスピン状態量SS及びドリフトアウト状態量DSに基づいてエンジンの目標トルク $T_{req}$ を演算し、目標トルク $T_{req}$ に基づきサブスロットル112の目標開度 $\phi_{st}$ を演算し、サブスロットル112の開度が目標開度 $\phi_{st}$ になるようアクチュエータ114へ制御信号を出力し、これによりエンジン

の出力を増減するようになっている。

【0031】次に図2及び図3に示されたフローチャートを参照して車輛の挙動制御ルーチンについて説明する。尚図2及び図3に示されたフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。

【0032】まずステップ10に於いては車速センサ76により検出された車速Vを示す信号等の読み込みが行われ、ステップ20に於いては横加速度Gyと車速V及びヨーレート $\gamma$ の積 $V \cdot \gamma$ との偏差 $G_y - V \cdot \gamma$ として横加速度の偏差、即ち車輛の横すべり加速度Vydが演算され、ステップ30に於いては横すべり加速度Vydが積分されることにより車体の横すべり速度Vyが演算され、車体の前後速度Vx(=車速V)に対する車体の横すべり速度Vyの比 $V_y / V_x$ として車体のスリップ角 $\beta$ が演算される。

【0033】ステップ40に於いてはK1及びK2をそれぞれ正の定数として車体のスリップ角 $\beta$ 及び横すべり加速度Vydの線形和 $K1 \cdot \beta + K2 \cdot V_{yd}$ としてスピン量SVが演算され、ステップ50に於いてはヨーレート $\gamma$ の符号に基づき車輛の旋回方向が判定され、スピン状態量SSが車輛が左旋回の際にはSVとして、車輛が右旋回の際には-SVとして演算され、演算結果が負の値の際にはスピン状態量は0とされる。尚スピン量SVは車体のスリップ角 $\beta$ 及びその微分値 $\beta d$ の線形和として演算されてもよい。

【0034】ステップ60に於いてはKhをスタビリティファクタとして下記の数1に従って目標ヨーレート $\gamma_c$ が演算されると共に、Tを時定数としsをラプラス演算子として下記の数2に従って基準ヨーレート $\gamma_t$ が演算される。尚目標ヨーレート $\gamma_c$ は動的なヨーレートを考慮すべく車輛の横加速度Gyを加味して演算されてもよい。

【0035】

【数1】 $\gamma_c = V \cdot \theta / (1 + Kh \cdot V^2) \cdot H$

【数2】 $\gamma_t = \gamma_c / (1 + T \cdot s)$

【0036】ステップ70に於いては下記の数3に従ってドリフトアウト量DVが演算される。尚ドリフトアウト量DVはHをホイールベースとして下記の数4に従って演算されてもよい。

【0037】

【数3】 $DV = (\gamma_t - \gamma)$

【数4】 $DV = H \cdot (\gamma_t - \gamma) / V$

【0038】ステップ80に於いてはヨーレート $\gamma$ の符号に基づき車輛の旋回方向が判定され、ドリフトアウト状態量DSが車輛が左旋回の際にはDVとして、車輛が右旋回の際には-DVとして演算され、演算結果が負の値の際にはドリフトアウト状態量は0とされる。

【0039】ステップ90に於いてはスピン状態量SSに基づき図7に示されたグラフに対応するマップより旋回外側前輪のスリップ率目標値Rssfoが演算され、ステップ100に於いてはドリフトアウト状態量DSに基づき図8に示されたグラフに対応するマップより車輛全体のスリップ率目標値Rsallが演算される。

【0040】ステップ110に於いてはKsriを旋回内側後輪の分配率として下記の数5に従って旋回外側前輪、旋回内側前輪、旋回外側後輪、旋回内側後輪の目標スリップ率Rsfo、Rsfi、Rsro、Rsriが演算される。

【数5】 $Rsfo = Rssfo$

$Rsfi = 0$

$Rsro = (Rsall - Rssfo) \cdot (100 - Ksri) / 100$

$Rsri = (Rsall - Rssfo) \cdot Ksri / 100$

【0041】ステップ120に於いてはヨーレート $\gamma$ の符号に基づき車輛の旋回方向が判定されることにより旋回内外輪が特定され、その特定結果に基づき各輪の最終目標スリップ率Rsi(i=fr、fl、rr、rl)が演算される。即ち最終目標スリップ率Rsiが車輛の左旋回の場合及び右旋回の場合についてそれぞれ下記の数6及び数7に従って求められる。

【0042】

【数6】 $Rsfr = Rsfo$

$Rsfl = Rsfi$

$Rsrr = Rsro$

$Rsrl = Rsri$

【数7】 $Rsfr = Rsfi$

$Rsfl = Rsfo$

$Rsrr = Rsri$

$Rsrl = Rsro$

【0043】ステップ130に於いては全ての最終目標スリップ率Rsiが0であるか否かの判別、即ち挙動制御が不要であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはそのままステップ10へ戻り、否定判別が行われたときにはステップ140に於いてVbを基準車輪速度(例えば旋回内側前輪の車輪速度)として下記の数8に従って各輪の目標車輪速度Vwtiが演算される。

【数8】 $Vwti = Vb \cdot (100 - Rsi) / 100$

【0044】ステップ150に於いてはVwidを各輪の車輪加速度(Vwiの微分値)とし、Ksを正の一定の係

数として下記の数9に従って各輪の目標スリップ量SPiが演算され、ステップ160に於いては図9に示されたグラフに対応するマップより各輪のデューティ比Driが演算される。

【数9】

$$SPi = Vwi - Vwti + Ks * (Vwid - Gx)$$

【0045】更にステップ170に於いては切換弁44が第二の位置に切換え設定されてアキュムレータ圧が導入されると共に、最終目標スリップRsiが0でない車輪に対応する各輪の制御弁28、50FR～50RLに対し制御信号が出力されることによってその制御弁が第二の位置に切換え設定される。また各輪の開閉弁に対しデューティ比Driに対応する制御信号が出力されることにより、ホイールシリンダ48FR～48RLに対するアキュムレータ圧の給排が制御され、これにより各輪の制動圧が制御される。

【0046】この場合デューティ比Driが負の基準値と正の基準値との間の値であるときには上流側の開閉弁が第二の位置に切換え設定され且つ下流側の開閉弁が第一の位置に保持されることにより、対応するホイールシリンダ内の圧力が保持され、デューティ比が正の基準値以上のときには上流側及び下流側の開閉弁が図1に示された位置に制御されることにより、対応するホイールシリンダへアキュムレータ圧が供給されることによって該ホイールシリンダ内の圧力が増圧され、デューティ比が負の基準値以下であるときには上流側及び下流側の開閉弁が第二の位置に切換え設定されることにより、対応するホイールシリンダ内のブレーキオイルが低圧導管52へ排出され、これにより該ホイールシリンダ内の圧力が減圧される。

【0047】尚ホイールシリンダ内の圧力が増圧されるときには上流側の開閉弁がデューティ比に応じて開閉され、ホイールシリンダ内の圧力が減圧されるときには下流側の開閉弁がデューティ比に応じて開閉される。これによりホイールシリンダ内の圧力の増減勾配はデューティ比の大きさが大きいほど大きい勾配となる。

【0048】次に図4に示されたフローチャートを参照して図示の実施形態に於けるトルクダウン制御ルーチンについて説明する。尚図4に示されたフローチャートによる制御は所定時間毎の割り込みにより実行される。

【0049】まずステップ210に於いてはスピン状態量SSを示す信号等の読込みが行われ、ステップ220に於いてはスピン状態量SSに基づき図10に示されたグラフに対応するマップよりスピンに基づくトルクダウン量Tdwmsが演算され、ステップ230に於いてはドリフトアウト状態量DSに基づき図11に示されたグラフに対応するマップよりドリフトアウトに基づくトルクダウン量Tdwndが演算される。

【0050】ステップ240に於いては二つのトルクダウン量の比較によりTdwms>Tdwndであるか否かの判別

が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ250に於いてトルクダウン制御量の基準値TdwmoがTdwmsに設定され、否定判別が行われたときにはステップ260に於いて基準値TdwmoがTdwndに設定される。

【0051】ステップ270に於いては下記の数10に従ってトルクダウン制御量Tdwcntrlが演算される。尚数10に於いてMAXは括弧内の数値の大きい方の値を選択することを意味し、Tdwcntrl(n-1)は1サイクル前のトルクダウン制御量であり、Tuplimはトルクアップ制御量である。

$$【数10】 Tdwcntrl = MAX [ 0, MAX [ Tdwcntrl(n-1) - Tuplim, Tdwmo ] ]$$

【0052】ステップ280に於いてはエンジン回転数Ne及びメインスロットルの開度φmに基づき図12に示されたグラフに対応するマップよりエンジン出力Tallが演算され、ステップ290に於いては下記の数11に従ってトルク目標値Treqが演算される。尚エンジン出力Tallはエンジンの回転数Ne、メインスロットルの開度φ及びトランスミッションの減速比に基づき演算されてもよい。

$$【数11】 Treq = (1 - Tdwcntrl) * Tall$$

【0053】ステップ300に於いてはエンジン回転数Ne及びトルク目標値Treqに基づき図13に示されたグラフに対応するマップよりサブスロットル112の目標開度φstが演算され、ステップ310に於いてはサブスロットル112の開度が目標開度φstになるようアクチュエータ114へ制御信号が出力されることによりエンジンの出力が増減制御される。

【0054】次に図5に示されたフローチャートを参照して図示の実施形態に於けるトルクアップ制御量Tuplimの演算ルーチンについて説明する。尚図5に示されたフローチャートによる制御も所定時間毎の割り込みにより実行される。

【0055】このルーチンのステップ410に於いては前後加速度Gxを示す信号等の読込みが行われ、ステップ420に於いては下記の数12に従って車輛の水平加速度Gxyが前後加速度Gx及び横加速度Gyの二乗和平方根として演算される。

$$【数12】 Gxy = (Gx^2 + Gy^2)^{1/2}$$

【0056】ステップ430に於いては後述のステップ460に於いて演算される路面の推定摩擦係数μgが水平加速度Gxyよりも小さいか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ440に於いて係数Kが1に設定され、否定判別が行われたときにはステップ450に於いて係数Kが0.01に設定される。

【0057】ステップ460に於いては下記の数13に従って路面の推定摩擦係数μgが演算される。

$$【数13】 \mu g = (1 - K) * \mu g(n-1) + K * Gxy$$

【0058】ステップ470に於いては下記の数14に従って路面の推定摩擦係数μgに対する水平加速度Gxy

の余裕度 $G_{mgn}$ が演算され、ステップ480に於いては余裕度 $G_{mgn}$ に基づき図14に示されたグラフに対応するマップよりトルクアップ制御量 $T_{uplim}$ が演算される。

【数14】 $G_{mgn} = \mu g - G_{xy}$

【0059】かくしてこの実施形態によれば、車輛の旋回挙動が安定な状態にあるときには、ステップ130に於いて肯定判別が行われることによりそのままステップ10へ戻り、従ってこの場合にはステップ140～170による挙動制御は実行されず、これにより各車輪の制動圧は運転者によるブレーキペダル12の踏み込み量に応じて制御される。

【0060】また車輛の旋回挙動が安定な状態にあるときには、スピン状態量 $SS$ 及びドリフトアウト状態量 $DS$ は0であるので、ステップ220及び230に於いてそれぞれ演算されるトルクダウン量 $T_{dwns}$ 及び $T_{dwnd}$ は0になり、トルクダウン制御量 $T_{dwnctl}$ も0になり、従ってこの場合にはエンジンのトルクダウン制御は行われない。

【0061】これに対し、車輛の旋回挙動が不安定な状態にあるときには、ステップ130に於いて否定判別が行われることによりステップ140に於いて各輪の目標車輪速度 $V_{wti}$ が演算され、ステップ150～170に於いて各輪の車輪速度が目標車輪速度 $V_{wti}$ になるようそれらの制動力が制御され、これにより車輛の旋回挙動が安定化される。

【0062】換言すれば、車体のスリップ角 $\beta$ 等に基づいてスピン状態量が演算され、また実ヨーレート $\gamma$ 等に基づいてドリフトアウト状態量が演算され、スピン状態量及びドリフトアウト状態量の両方に基づき各輪の制動力が制御され、これによりスピン状態及びドリフトアウト状態の何れの場合にもそれらの不安定な挙動が低減される。

【0063】また車輛の旋回挙動が不安定な状態にあるときには、ステップ220及び230に於いてそれぞれトルクダウン量 $T_{dwns}$ 及び $T_{dwnd}$ が演算され、ステップ240～270に於いてトルクダウン制御量 $T_{dwnctl}$ が演算され、ステップ280～300に於いてトルクダウン制御量に応じてサブスロットル112の目標開度 $\phi_{st}$ が演算され、ステップ310に於いてサブスロットルの開度が目標開度になるよう制御されることにより、トルクダウン制御が実行され、このことによっても車輛のスピン状態若しくはドリフトアウト状態が低減される。

【0064】また車輛の挙動が不安定な状態より安定な状態になる過程に於いては、ステップ220及び230に於いて演算されるトルクダウン量 $T_{dwns}$ 及び $T_{dwnd}$ が漸次減少し、これによりステップ270に於いて演算されるトルクダウン制御量 $T_{dwnctl}$ も漸次減少し、これによりサブスロットルの開度が漸次増大されることによりエンジンの出力が漸次復帰される。

【0065】特に図示の実施形態によれば、ステップ420に於いて車輛の水平加速度 $G_{xy}$ が演算され、ステップ430～460に於いて水平加速度に基づき路面の水平摩擦係数 $\mu g$ が演算され、ステップ470に於いて推定摩擦係数 $\mu g$ に対する水平加速度 $G_{xy}$ の余裕度 $G_{mgn}$ が演算され、余裕度が高いほどトルクアップ制御量 $T_{uplim}$ が大きくなるよう演算されるので、トルクダウン制御終了時のエンジン出力復帰時に於ける余裕度が高いほどエンジン出力の増加勾配が高くなり、これにより過不足なくエンジンの出力が復帰される。

【0066】また図示の実施形態によれば、ステップ430に於いて水平加速度が増加過程にあるか否かの判別が行われ、増加過程にある旨の判別が行われたときにはステップ440に於いて係数 $K$ が1に設定され、減少過程にある旨の判別が行われたときにはステップ450に於いて係数 $K$ が1よりも遥かに小さい値に設定され、ステップ460に於いて推定摩擦係数 $\mu g$ が数13に従って演算されるので、推定摩擦係数 $\mu g$ が実際の路面の摩擦係数よりも低く演算され、これによりエンジン出力復帰時に於ける余裕度 $G_{mgn}$ が低く演算されることに起因してエンジン出力の増加勾配が不当に小さくなることが確実に防止される。

【0067】以上に於ては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

【0068】例えば上述の実施形態に於いては、各輪の制動力は車輪速フィードバックにより制御されるようになっているが、各輪の制動力はホイールシリンダ内の圧力についての圧力フィードバックにより制御されてもよい。

【0069】また上述の実施形態に於いては、ドリフトアウト状態はヨーレート偏差に基づき演算されるドリフトアウト状態量に基づいて判定されるようになっているが、ドリフトアウト状態の判定は実ヨーレート又は横加速度等から基準となる操舵角を求め、この基準となる操舵角と実際の操舵角との偏差にに基づいて判定されてもよい。

【0070】

【発明の効果】以上の説明より明らかである如く、本発明によれば、路面の摩擦係数が高く余裕度が高い場合には、エンジン出力又はその増加勾配が高く制御されるので、エンジンの出力不足に起因して運転者が減退感を覚えることを防止することができ、また路面の摩擦係数が低く余裕度が低い場合にはエンジン出力が過大になることを防止し、これによりエンジン出力が過大であることに起因して車輛の挙動が不安定になることを防止することができる。

【0071】特に請求項2の構成によれば、車輛の実質



的に水平方向の加速度が検出され、加速度が増大するときには加速度が小さい時定数にてフィルタ処理され加速度が減少するときには加速度が大きい時定数にてフィルタ処理されることにより路面の推定摩擦係数が求められ、推定摩擦係数と検出された加速度との偏差が余裕度として求められるので、路面の推定摩擦係数が実際の路面の摩擦係数よりも低く演算され、これによりトルクダウン制御終了時のエンジン出力復帰時に於ける余裕度が不当に低く演算されエンジン出力が不当に低く制御されることを防止することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による挙動制御装置の一つの実施形態の油圧回路及び電気式制御装置を示す概略構成図である。

【図2】実施形態の挙動制御ルーチンの前半を示すフローチャートである。

【図3】実施形態の挙動制御ルーチンの後半を示すフローチャートである。

【図4】実施形態のトルクダウン制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図5】実施形態のトルクアップ制御量演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図6】エンジンの給気系を示す説明図である。

【図7】スピン状態量SSと旋回外側前輪のスリップ率目標値Rssfoとの間の関係を示すグラフである。

【図8】ドリフトアウト状態量DSと車輪全体のスリップ率目標値Rsallとの間の関係を示すグラフである。

【図9】各輪の目標スリップ量SPiとデューティ比Driとの間の関係を示すグラフである。

【図10】スピン状態量SSとトルクダウン量Tdwmsとの間の関係を示すグラフである。

【図11】ドリフトアウト状態量DSとトルクダウン量Tdwmdとの間の関係を示すグラフである。

【図12】エンジン回転数Ne及びメインスロットル開度φmとエンジン出力Tallとの間の関係を示すグラフである。

【図13】エンジン回転数Ne及びエンジンのトルク目標値Treqとサブスロットル開度φsとの間の関係を示すグラフである。

【図14】水平加速度Gxyの余裕度Gmgnとトルクアップ制御量Tuplimとの間の関係を示すグラフである。

#### 【符号の説明】

10…制動装置

14…マスタシリンダ

16…ハイドロブースタ

20、22、32、34…ブレーキ油圧制御装置

28、50FL、50FR…制御弁

44…切換弁

44FL、44FR、64RL、64RR…ホイールシリンダ

70…電気式制御装置

78…横加速度センサ

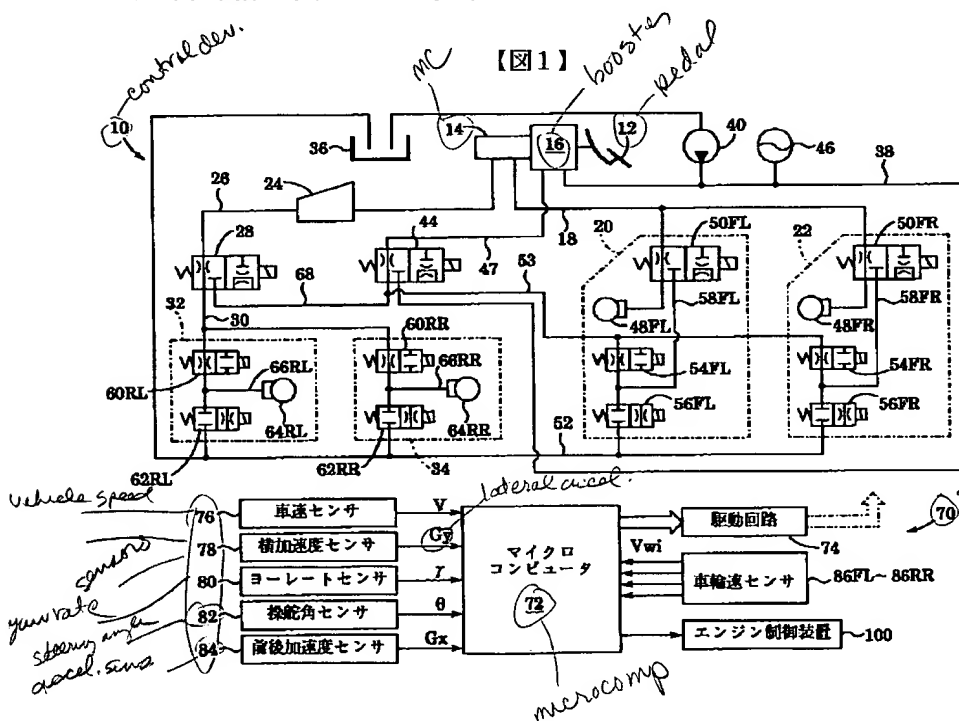
84…前後加速度センサ

100…エンジン制御装置

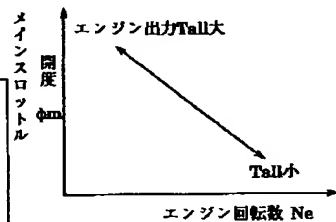
102…エンジン

108…メインスロットル

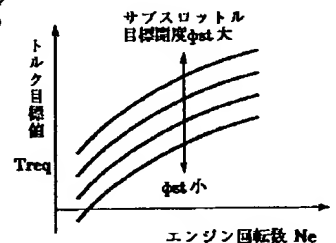
112…サブスロットル



【図12】

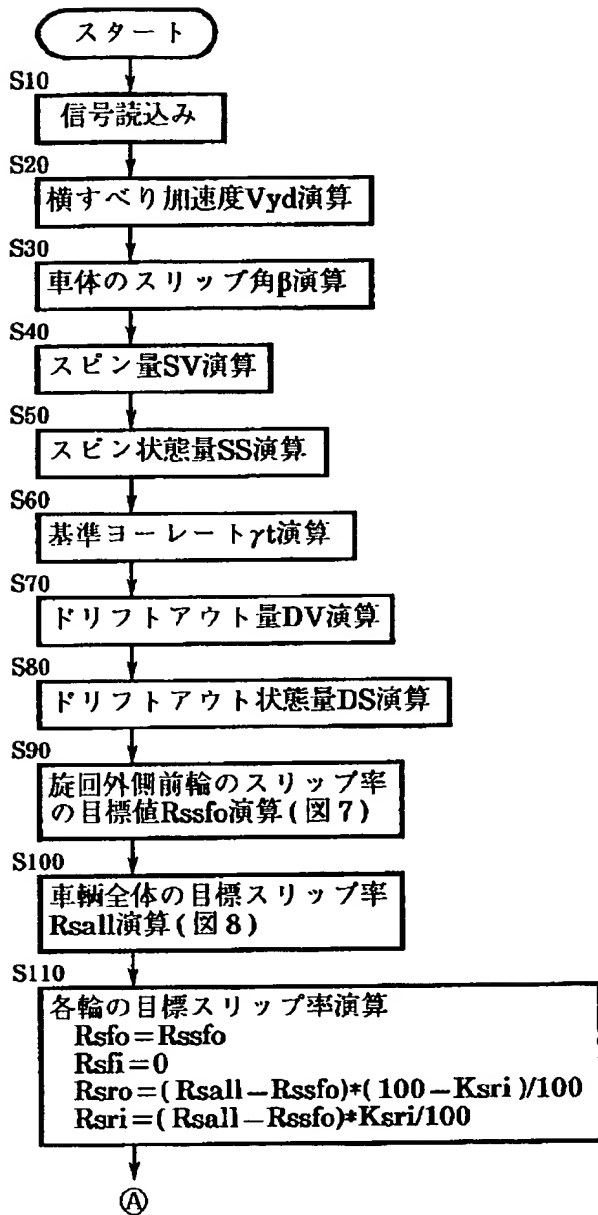


【図13】

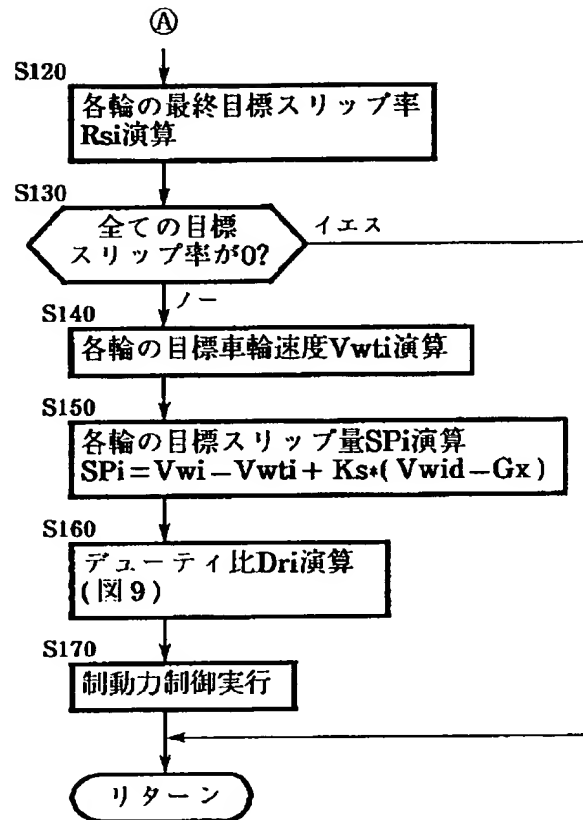




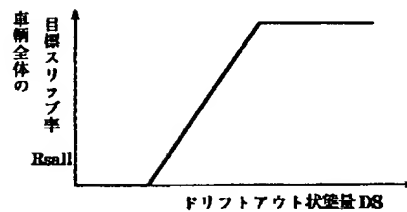
【図2】



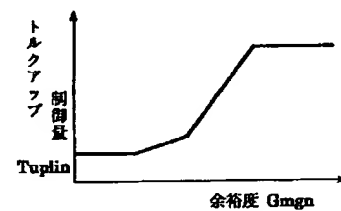
【図3】



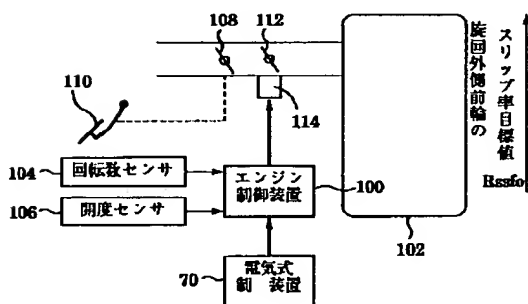
【図8】



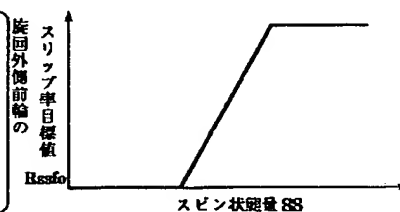
【図14】



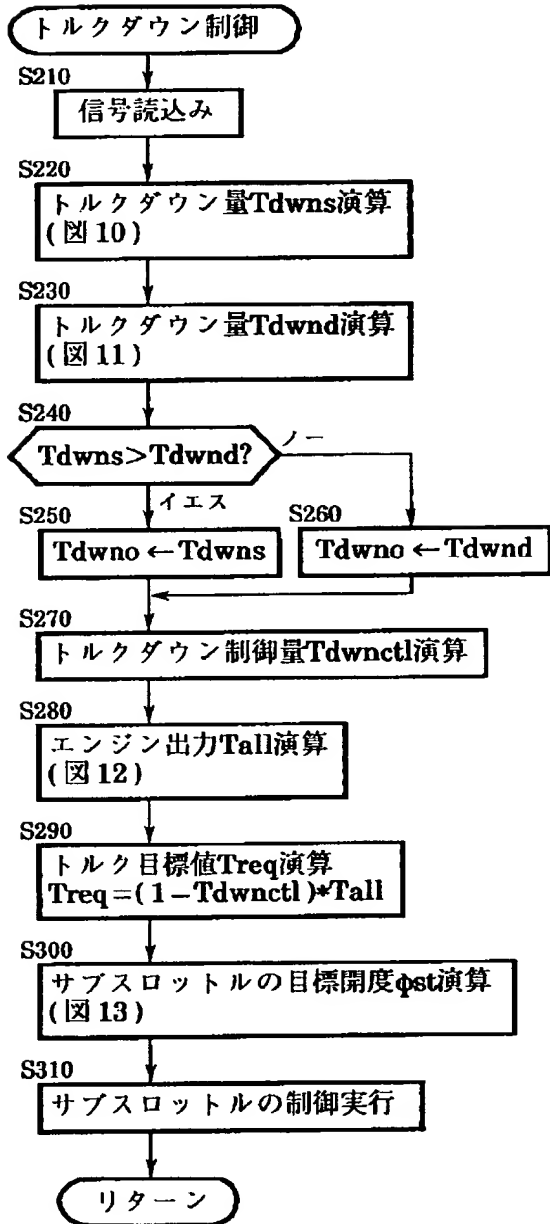
【図6】



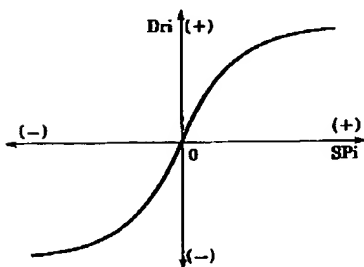
【図7】



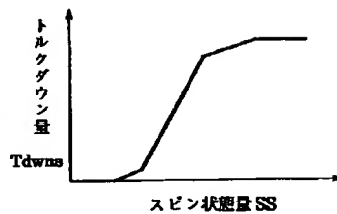
【図4】



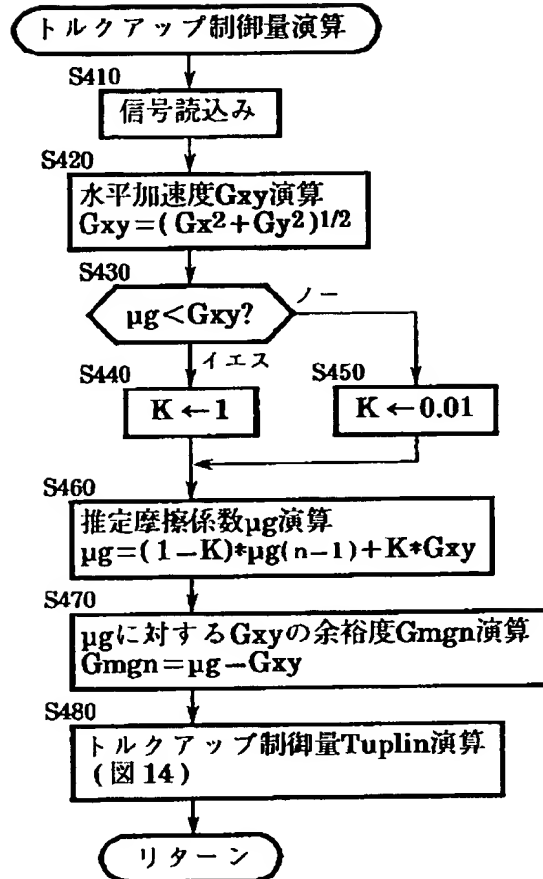
【図9】



【図10】



【図5】



【図11】



CLIPPEDIMAGE= JP409125999A  
PAT-NO: JP409125999A  
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 09125999 A  
TITLE: VEHICULAR BEHAVIOR CONTROL DEVICE  
PUBN-DATE: May 13, 1997  
INVENTOR-INFORMATION:

NAME

INAGAKI, SHIYOUJI  
SAWADA, MAMORU

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

TOYOTA MOTOR CORP  
DENSO CORP

COUNTRY

N/A  
N/A

APPL-NO: JP07306858

APPL-DATE: October 31, 1995

INT-CL (IPC): F02D029/02; B60K041/00

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To protect a driver against a fatigue feeling or prevent vehicular behavior from being unstable at the time of resetting engine output after engine behavior control by finding a margin for a road friction factor acting on a vehicle as a force in a horizontal direction, and controlling the engine output, depending on the margin.

SOLUTION: A control device 10 has a master cylinder 14 and a hydro booster 16 operable in response to a driver's stepping-down operation for a brake pedal 12. Also, an electric control device 70 has a microcomputer 72 and this microcomputer 72 calculates a torque-down control variable, depending upon the extent of the turning limit state of a vehicle. At the time of resetting engine output after torque-down control, engine output is controlled, on the basis of a value with a torque-up control variable subtracted from the torque-down control variable. Furthermore, the torque-up control variable is set to be larger, according to an increase in a margin for a road

friction factor. As  
a result, the extent of an increase in engine output is  
controlled, thereby  
protecting a driver against a fatigue feeling or preventing  
vehicular behavior  
from being unstable.

COPYRIGHT: (C)1997,JPO

----- KWIC -----

FPAR:

SOLUTION: A control device 10 has a master cylinder 14 and  
a hydro booster 16  
operable in response to a driver's stepping-down operation  
for a brake pedal  
12. Also, an electric control device 70 has a  
microcomputer 72 and this  
microcomputer 72 calculates a torque-down control variable,  
depending upon the  
extent of the turning limit state of a vehicle. At the  
time of resetting  
engine output after torque-down control, engine output is  
controlled, on the  
basis of a value with a torque-up control variable  
subtracted from the torque-  
down control variable. Furthermore. the torque-up control  
variable is set to  
be larger, according to an increase in a margin for a road  
friction factor. As  
a result, the extent of an increase in engine output is  
controlled, thereby  
protecting a driver against a fatigue feeling or preventing  
vehicular behavior  
from being unstable.